

УДК 631.358.42

С.З. Залуцький

Тернопільський національний економічний університет імені Івана Пулюя

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЕЛАСТИЧНИХ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ МІНІМІЗАЦІЇ ПОШКОДЖЕНЬ ЗЕРНОВИХ МАТЕРІАЛІВ

S.Z. Zalutskyi

DEFINING THE PARAMETERS WORKING FLEXIBLE SCREW WORKING BODIES FOR MINIMIZING DAMAGE TO GRAIN MATERIALS

Однією з проблем, що виникає при транспортуванні сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва є значний ступінь їх пошкодження, внаслідок заклинювання зернових частинок між внутрішньою нерухомою поверхнею направляючого кожуха та обертовою периферійною поверхнею гвинтового робочого органу. Аналіз відомих досліджень [1, 2, 3, 4] підтвердив актуальність поставленої задачі, а саме розробці оригінальних конструкцій гвинтових робочих органів та вибору їх раціональних параметрів і режимів роботи.

Нами розроблена нова конструкція шнека (рис.1) [5] із змінною еластичною гвинтовою поверхнею, спосіб його виготовлення та теоретичні обґрунтування щодо визначення впливу конструктивних та технологічних параметрів еластичної гвинтової поверхні на величину зусиль, які діють на защемлену зернину, а також виготовлений стенд для проведення експериментальних досліджень.

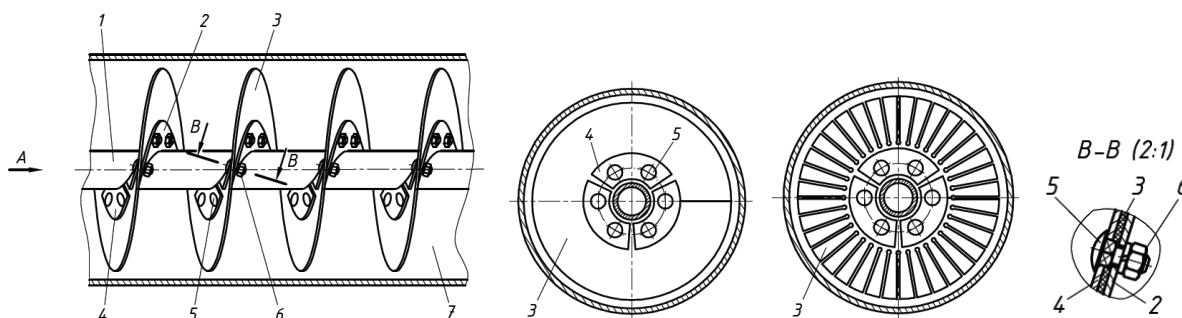


Рис.1. Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею

Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею містить центральний вал 1, на якому встановлена несуча смугова гвинтова спіраль 2, по периферії якої закріплена робоча еластична спіраль 3. На несучій смуговій спіралі за допомогою секційних гвинтових пластин 4, а також болтових з'єднань з напівкруглими головками 5 та гайок 6 з гроверами закріплена робоча еластична спіраль 2.

Робоча еластична спіраль може бути виконана як суцільною, так із окремих секцій, які кріпляться до несучої гвинтової спіралі щонайменше через два отвори, а периферійна поверхня робочої еластичної спіралі може бути виконана у вигляді розрізних пелюстків різної ширини в залежності від геометричних та реологічних параметрів транспортованого матеріалу.

Для встановлення впливу на величину деформації секції еластичного пелюстка її ширини Δ та величини консольного виступу h , вільний кінець защемленого пелюстка навантажували мірними вантажами та відповідно фіксували величину його деформації за допомогою вертикальної стінки, на якій було закріплено паперову сітку з відстанню між горизонтальними лініями 1 мм.

Експериментальні дослідження проводились для матеріалу еластичної пластини “поліуретан PU-60” з товщиною 2,5 мм.

Величину консольного виступу еластичної пластини дискретно встановлювали з відстанню: $h = 25; 20; 15; 10$ мм, при наступних значеннях її ширини: $B = 25; 20; 15; 10; 5$ мм.

З аналізу отриманих даних зроблено висновок, що вони переважно мають лінійний характер, причому для величини консольного виступу еластичної пластини $h = 25$ мм збільшення ширини пластини від 5 до 25 мм призводить до зростання величини навантаження для $L = 2$ мм – у 4,9 рази; для $L = 4$ мм – у 5,6 разів; для $L = 6$ мм – у 5,8 разів; для $L = 8$ мм – у 5,3 рази.

Таким чином, похибка δ між мінімальним і максимальним значеннями зростання навантаження для діапазону $L = 2...8$ мм і вищезазначених величин ширини еластичних пластин становить: для $h = 25$ мм - $\delta = 15,5\%$; для $h = 20$ мм - $\delta = 10,4\%$; для $h = 15$ мм - $\delta = 18,7\%$; для $h = 10$ мм - $\delta = 16,7\%$.

Встановлено, що для величини консольного виступу еластичної пластини $h = 10$ мм збільшення її ширини в межах від $B = 5$ мм до $B = 25$ мм для забезпечення величини деформації вільного кінця еластичної пласти $L = 8$ мм маса вантажу повинна зрости у 2,8 рази від 180 до 500 гр, для $h = 15$ мм у 4,8 рази, для $h = 20$ мм у 4,2 рази, для $h = 25$ мм у 4,3 рази.

Слід зазначити, що при зменшенні ширини еластичної пластини B характер графічних залежностей величини консольного виступу h еластичної пластини від маси мірних вантажів m_{zp} змінюється від лінійного до криволінійного.

За результатами проведених досліджень, встановлено, що при контакті робочої поверхні еластичного ребра шнека із зерниною на її пошкодження першочерговою інтенсивністю впливу є жорсткість гвинтової поверхні та частота обертання шнекового робочого органу.

Отримані результати можуть бути застосовані при проектуванні різних типів шнекових робочих органів з еластичними робочими поверхнями виходячи з реологічних властивостей транспортованих сипких сільськогосподарських матеріалів та допустимих значень зусиль, які призводять до їх руйнування.

Список використаної літератури

1. Гевко, Р.Б. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів [Текст] : монографія / Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, А.І. Пік. — Тернопіль : Астон, 2012. — 204 с.
2. Клендій О.М. Гевко Р.Б. Методика проведення досліджень шнекового транспортера із запобіжним пристроєм // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей. – Випуск 24. – Луцьк: Ред.- вид. Відділ Луцького НТУ, 2013. – С. 67 – 75.
2. Гевко, Р.Б. Динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера [Текст] / Р.Б. Гевко, Ю.Б. Гладьо, М.І. Шинкарик, О.М. Клендій // Вісник інженерної академії України. — К. : 2014. — № 2. — С. 163–168.
3. Nevko, R.B. The investigation of the process of a screw conveyer safety device actuation [Текст] / R.B. Nevko, O.M. Klendiy // INMATEH: Agricultural engineering. — Bucharest : 2014. Vol. 42, No 1. — P. 55–60.
4. Nevko, R.B. Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface [Текст] / R.B. Nevko, S.Z. Zalutskyi, I.G. Tkachenko, O.M. Klendiy // INMATEH: Agricultural engineering. — Bucharest : 2015. Vol. 46, №2. — P. 133–138.
5. Патент № 101095 Україна, МПК B65G 33/26, B65G 33/16. Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею / Крисоватий А.І., Гевко Р.Б., Залуцький С.З., Ткаченко І.Г., Градова М.В. - заявка № u201502180; заявл. 12.03.2015; опубл. 25.08.2015, Бюл. № 16.